

휠 베어링용 밀봉 시일 설계를 위한 시일 립의 밀착력 예측

Prediction of the Reaction Force for Seal Lip Design with Wheel Bearing Unit

김기훈*, 유영면*, 임종순*, 이상훈**
Gihoon Kim, Yungmyun Yoo, Jongsoon Im, Sanghoon Lee

ABSTRACT

Wheel bearing units were almost exclusively used for car front wheel, where the two ball rows are directly side by side with integrated rubber seal. The seal is of important for wheel bearing units due to the adverse environmental conditions with mud and splash water. The seal of wheel bearing units was designed to have geometry with multi lips, which elastic lip contacts and deforms with bearing. The equation of reaction force for deformed lip as cantilever beam was previously used for seal lip design. But it's result was not useful because deflection of the beam differs from lip's. In this study, deformed shape of the lip was assumed to 2nd order function which is more similar to lip deformation and made the equation for reaction force prediction. The Reaction forces from each other equations were compared with results by FEA to prove usefulness of new equation.

주요기술용어 : Wheel bearing(휠 베어링), Rubber seal(고무시일), Reaction force(밀착력), Interference(간섭량), Molded lip(성형 립), Hub unit(허브 유니트)

Nomenclature

P : reaction force, N
E : elastic modulus, N/mm²
D : diameter of seal, mm
t : thickness of lip, mm
L : length of lip, mm
p : reaction force for unit length, N/mm
r : radius of seal, mm
 δ : interference between seal lip and bearing, mm
 θ : inclination angle of lip, °

Subscripts

d : deflection
s : stretch
n : normal
a, r : axial, radial

1. 서론

베어링용 밀봉 고무 시일(Rubber seal)의 기본적인 역할은 압력과 매체가 다른 두 영역의 분리이다. 시일의 외부는 대기상태이고 내부에는 회전에 의해 원심력을 받는 윤활제를 갖게 되므로 압력의 차이가 발생하며, 이 상태에서 밀봉 시일은 내부 윤활제의 이탈 방지와 함께 외

* 회원, 자동차부품연구원

** 회원, 두원공과대학

부로부터 이물질의 침입을 방지한다. 베어링용 시일은 회전체와 비회전체 사이에 위치하여 계속적인 미끄럼 작용을 받게 되며, 시일의 고무 립이 탄성 복원력에 의해 축 표면에 밀착하여 밀봉성을 유지하는 메커니즘으로 시일링 기능을 하게 된다.¹⁾ 따라서 시일의 설계는 적절한 밀착력(Reaction force)을 갖는 립 형상을 결정하는 것이다. 이때 시일의 밀봉 성능은 고무 자체의 탄성에 의해 발생하는 밀착력에 의존하지만, 시일 립의 높은 밀착력은 베어링의 토크를 크게 하기 때문에 적절한 설계가 요구된다.

5, 60년대의 밀봉 시일은 모서리를 날카롭게 절단하여 립의 형상을 만든 절단 립 시일(Trimmed lip seal)이 사용되었다. 이 절단 립 시일은 절단면이 고르지 못해 불균일한 마모와 국부적인 온도 상승을 유발하였고, 시일의 수명이 불규칙한 주요 원인이었다. 그러나 고온 고압에서 성형 생산하는 현재의 성형 립 시일(Molded lip seal)은 보다 높은 치수 결정 능력에 의해 설계자가 요구한 바대로 균일한 밀착력을 갖도록 만들어 질 수 있다. 이와 같이 정확한 립 형상을 결정할 수 있게 됨에 따라 시일 립의 형상에 의한 밀착력을 예측하는 것도 중요한 설계 기술로 자리잡았다.²⁾

이에 립의 밀착력을 간단히 계산할 수 있는 식이 제안되어 사용되었다. 시일의 밀착력은 립의 변형에 의한 탄성 복원력에 의해 발생하고, 이 탄성 복원력은 립의 기하학적 치수와 재료 물성치, 간섭량(Interference)에 의해 결정된다. 그러나 간섭량에 의한 밀착력의 관계를 간단한 식으로 표현하는 것은 쉽지 않다. 이와 같은 문제를 해결하기 위하여 립의 변형 형상을 단순 외팔보의 빔과 유사하다는 가정이 사용되었다.²⁻⁵⁾ 그러나 시일 립의 변형은 빔의 변형과 차이를 가지며 계산오차를 유발할 가능성이 있다. 따라서 이 식은 개략적인 밀착력의 계산에는 유용하지만 보다 정확한 예측에는 제한이 따른다.

차량 허브 유니트(Hub unit)에 사용되는 휠

베어링(Wheel bearing)은 차량이 습지 도로와 비포장 도로, 오염된 지역 등을 주행하여야 하기 때문에 매우 극악한 사용환경을 갖는다. 또한 연료와 생산비용 절감을 위한 휠 베어링의 모듈화로 구조적 안정성과 시일 장착을 위해 할당할 수 있는 설계 공간도 협소해졌다. 그리고 실제 차량에서 휠 베어링의 수명은 베어링의 피로 파괴보다는 윤활 불량에 의해 발생한다.⁶⁾ 따라서 Fig. 1과 Fig. 2에 사용 예를 보인 것과 같이 유니트형 휠 베어링에 사용되는 시일은 높은 밀봉성을 위해 다양한 각도의 립을 가지며, 경방향의 간섭뿐만 아니라 축방향의 간섭에 의해 밀착력이 발생하도록 설계되고 있고, 동시에 낮은 토크가 요구되므로 휠 베어링용 시일 립의 설계를 위해서는 보다 정확한 립 밀착력을 예측할 필요가 있다.

본 연구에서는 일체형 휠 베어링용 시일 설

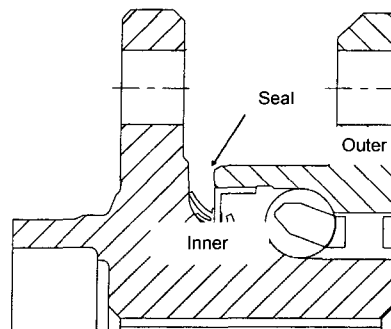


Fig. 1 Wheel bearing unit and seal

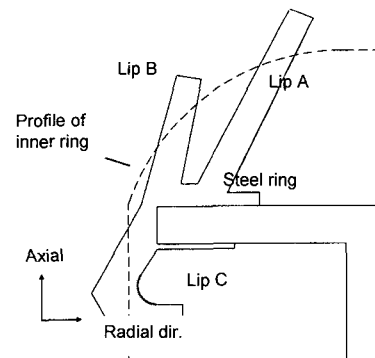


Fig. 2 Seal design for wheel bearing unit

계를 위한 립 형상의 밀봉력을 예측하는 방법에 대해 연구하였다. 이를 위하여 립의 실제 변형에 보다 근접한 변형 형상을 가정하여 립의 밀착력을 예측할 수 있는 식을 유도하였다. 일체형 휠 베어링의 립은 베어링 내륜과 경방향과 축방향으로 동시에 간섭을 받아 변형되므로 시일 립 두께와 길이의 비를 변화시키며 립에서의 경방향 밀착력과 축방향 밀착력을 계산하였다. 또한 립의 최적 형상을 조사하기 위하여 립의 경사각과 밀착력 의 변화를 살펴보았다. 이 결과에 대한 효용성을 검증하기 위하여 유한요소법으로 구한 밀착력과 비교하고, 기존 식에 의해 구한 밀착력과의 차이를 검토하였다.

2. 립 밀봉력 예측식

2.1 단순 외팔보로 가정한 경우

현재까지 시일 립에 대한 밀봉력 예측은 립을 빔 형태의 단순 외팔보로 가정한 식을 사용하였다.^{2,5)} 이 식은 변형된 립의 단면 형상을 외팔보의 굽힘 형상으로 고려하여 립의 변형에 의해 발생하는 접촉점에서 립의 탄성 회복력을 축과의 간섭량과 립의 두께와 길이, 탄성계수, 시일의 지름으로 나타낸 것이다. 이 식에서 립의 탄성 복원력은 Fig. 3에 나타낸 것과 같이 립과 축 사이의 간섭에 의한 외팔보의 끝점에서 굽힘 반력(p)과 외팔보로 가정된 변형 상태에서 원주방향 응력(σ_θ)에 의한 반력의 합으로 구한다. 즉, 립의 변형에 의한 밀봉력 P 는 빔의 굽힘에 의한 반력 P_d 와, 굽힘 중의 원주방향 응력에 대한 반력 P_s 의 합으로 식(1)과 같다.

$$P = P_d + P_s \quad [N] \quad (1)$$

빔의 처짐에 의한 반력은 끝점 변위가 간섭량과 같으므로 간섭 δ 에 의해 식(2)와 같다.

$$P_d = \frac{\pi}{4} ED \left(\frac{t}{L} \right)^3 \delta \quad [N] \quad (2)$$

여기서 E 는 고무의 탄성계수, t 는 립의 두

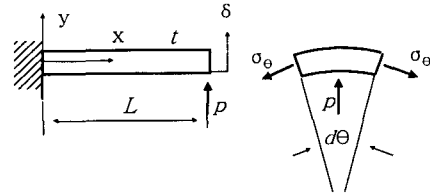


Fig. 3 Reaction force and circumferential stresses due to beam deflection

께, L 은 립의 길이이다. 립을 단순 외팔보로 가정하였으므로 임의의 립 위치에서 변위(y)는 식(3)과 같다.

$$y = E\delta \left\{ \frac{3}{2} \left(\frac{x}{L} \right)^2 - \frac{1}{2} \left(\frac{x}{L} \right)^3 \right\} \quad (3)$$

이때 원주방향 응력 σ_θ 는 식(4)와 같다.

$$\sigma_\theta = \frac{E\delta}{D} \left\{ 3 \left(\frac{x}{L} \right)^2 - \left(\frac{x}{L} \right)^3 \right\} \quad (4)$$

빔 평형조건에 따라 원주방향 응력에 의한 립 끝점에서의 반력은 식(5)와 같다.

$$P_s = \frac{3}{2} \pi Et \frac{L}{D} \delta \quad [N] \quad (5)$$

따라서 식(1)에서 간섭량 δ 에 의한 립의 반력은 식(6)과 같이 표현된다.

$$P = \frac{3}{2} \pi Et \frac{L}{D} \delta + \frac{\pi}{4} ED \left(\frac{t}{L} \right)^3 \delta \quad [N] \quad (6)$$

Fig. 4와 같이 립이 베어링과 접촉하며 경사각 θ 를 이룰 때 접촉면에 대해 수직인 간섭량에 의한 립의 수직 반력 P_n 은 식(7)과 같다.

$$P_n = \left[\frac{3}{2} \pi Et \frac{L}{D} + \frac{\pi}{4} ED \left(\frac{t}{L} \right)^3 \right] \frac{\delta_n}{\cos^2 \theta} \quad (7)$$

여기서 경사각 θ 는 접촉면과 립이 이루는 각도이다.

2.2 립 변형을 2차함수로 가정한 경우

시일이 베어링에 장착될 때 시일의 립은 베어링의 내륜에 접촉하며 확장된다. 이때 립의 단면은 끝점에서의 반력에 의해 굽어지고 동시

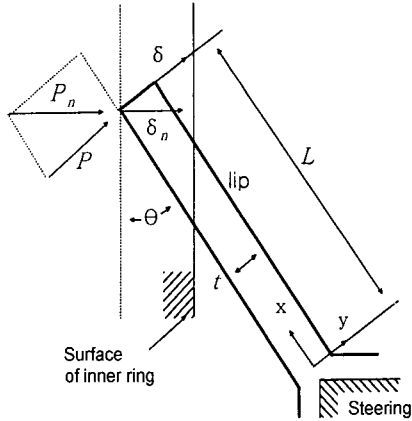


Fig. 4 Interference and reaction load of the lip

에 확장에 의한 원주방향 응력을 받는다. 따라서 미소 각을 갖는 립의 임의의 위치(x)에서 굽힘 모멘트는 식(8)의 관계를 갖는다.

$$M = prd\theta(L - x) - \int_x^L w(\eta)(\eta - x)d\eta \quad (8)$$

여기서 $w(x)$ 는 립의 미소 체적에서 원주 방향의 응력을 경방향 성분으로 표현한 것으로 식(9)와 같이 고려될 수 있다.

$$w(x) = \frac{Ey}{r} d\theta t \quad (9)$$

Fig. 5는 시일 립의 변형을 빔의 단순 외팔보로 고려한 경우(식3, Beam), 2차 함수로 고려한 경우(2nd order), 그리고 FEM을 이용해 구한 결과의 비교이다. FEM에 의한 변형 선도는 ANSYS를 이용해 시일 립을 원통형 립으로 가정하여 축대칭 조건과 고정단을 구축하고 자유단에 변형을 가하여 구한 것이다. 동일한 형상에 대해 빔으로 가정한 경우와 2차 함수로 가정한 경우에 대해 변형선도를 구하였다. 여기서 임의의 위치에서 시일 립의 변형은 빔으로 고려한 경우보다 2차 함수로 고려한 경우가 FEM의 해석 결과에 보다 근접한 것을 볼 수 있다. 따라서 립의 원주방향 응력을 구하기 위하여 립의 변형을 빔으로 가정한 것보다 2차 함수로 가정하는 것이 보다 정확한 것으로 판단된다.

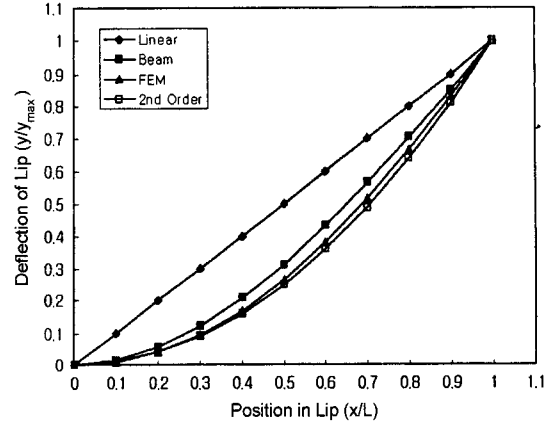


Fig. 5 Deflection of lip using various methods

따라서 립의 변형에 의한 원주방향 응력을 립의 길이 방향 위치에 대한 2차 함수로 나타내고, 원주방향 응력과 립 끝점에서의 반력 간의 힘 평형을 고려하면 식(8)과 식(9)에 의해 립의 변형은 식(10)과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \frac{d^2y}{dx^2} &= \frac{M}{EI} \\ \frac{d^2y}{dx^2} &= \frac{prd\theta L}{EI} - \frac{prd\theta x}{EI} \\ &\quad - \frac{3rpd\theta}{EIL^3} \int_x^L \eta^2 (\eta - x) d\eta \end{aligned} \quad (10)$$

이 식으로부터 간섭량 δ 에 의한 립의 변형 반력을 구하면 식(11)과 같다.

$$P = \frac{5}{7} \pi ED \left(\frac{t}{L}\right)^3 \delta \quad [N] \quad (11)$$

식(11)을 Fig. 4에 의해 립 경사각 θ 를 고려하면 접촉면에 대한 립의 수직 방향 반력은 식(12)와 같다.

$$P_n = \frac{5}{7} \pi ED \left(\frac{t}{L}\right)^3 \frac{\delta_n}{\cos^2\theta} \quad (12)$$

3. 시일 립의 수정된 밀착력

3.1 경방향 간섭에 의한 밀착력

휠 베어링은 극악한 조건에서 사용되는 특성

때문에 휠 베어링의 시일은 높은 밀봉성과 함께 낮은 마찰 도오크를 갖는 상반된 기능을 요구받는다. 따라서 휠 베어링용 시일은 일반적으로 립이 베어링 면과 여러 지점에서 접촉할 수 있는 형상을 갖게되어 시일의 밀봉 성능을 예측하는 것은 설계에서 중요한 문제이다. 현재 시일 립의 밀착력을 간단히 예측하는 방법은 립의 현상을 단순한 빔으로 가정하여 유도한 식이 사용되고 있다. 그러나 단순 빔에 의한 변형 형상은 실제 시일 립의 변형과 차이가 많으므로 립의 변형 반력 예측에 큰 오차가 예상된다. 따라서 본 연구에는 립의 변형 형상이 빔의 굽힘 변형보다는 2차 함수로 가정한 것에 근접함에 따라 새로운 형태의 시일 립의 밀착력에 대한 예측식을 2.2절에서 유도하였다.

립을 빔으로 가정한 경우의 식이나 2차 함수로 가정한 경우의 식 모두에서 밀착력은 립의 형상 치수와 탄성계수, 간섭량에 의해서만 관계되므로 유한요소법에 의해 동일한 치수의 립을 모델링하고, 변형을 가하여 반력을 구한 후 이들 수식에 의해 계산된 값과 비교하였다. 이때 비교를 위하여 설정한 시일 데이터는 다음과 같다.

Thickness of Lip (t) = 0.77mm

Diameter of Seal (D) = 52.7mm

Inclination angle of lip (θ) = 45°

Young's modulus of Lip = 4.8N/mm²

유한요소 해석 프로그램은 ANSYS를 사용하였다. 립을 구성하는 요소는 중간 절점을 갖는 8절점 축대칭 요소를 사용하였고, 베어링에 밀착되는 립의 끝단 부분과 베어링 내륜 표면을 접촉조건으로 설정하였다. 그리고, 가상의 내륜 표면을 이동시켜 간섭이 발생토록 하였다. 이때 립과 내륜과의 접촉은 Point to Ground Contact 조건을 사용하였다. 또한, 시일 립과 금속테가 접합하는 부분의 절점에 변위를 구속하여 경계조건을 설정하였다.

식(7)과 식(12)와 같이 립의 접촉 반력은 립의 길이와 두께 비에 의해 영향을 받는다. 따라

서 경방향으로 립의 간섭이 있는 경우, 립 길이와 두께 비에 의한 밀착력의 변화를 살펴기 위하여 립의 두께는 0.77mm로 일정하게 하고 립의 길이는 4.0mm에서 7.0mm까지 변화시켜 립 끝단의 경방향 밀착력을 비교하였다. 이상과 같은 조건에서, Fig. 6은 경방향 간섭량이 0.3mm일 때이며, Fig. 7은 경방향 간섭량이 0.9mm인 경우로 시일 립의 길이에 따라 시일 립의 밀착력을 비교한 것이다.

해석 결과에서 시일 립을 빔으로 가정한 경우, 반력은 전체 립 길이 변화에 대해서 유한요소 해석 결과보다 큰 값을 유지한다. 그러나 시일 립을 2차 함수로 가정한 경우에는 짧은 립 길이의 범위에서 빔으로 가정한 경우보다 유한

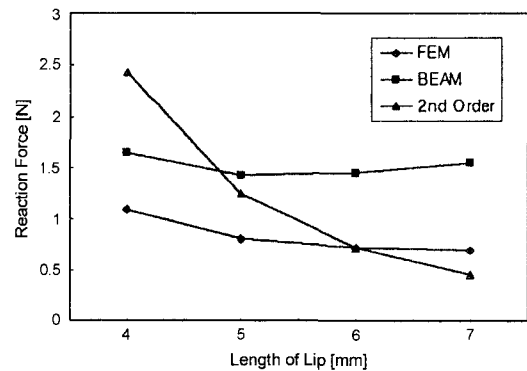


Fig. 6 Radial directional reaction force with length of lip(at $\delta_r = 0.3mm$)

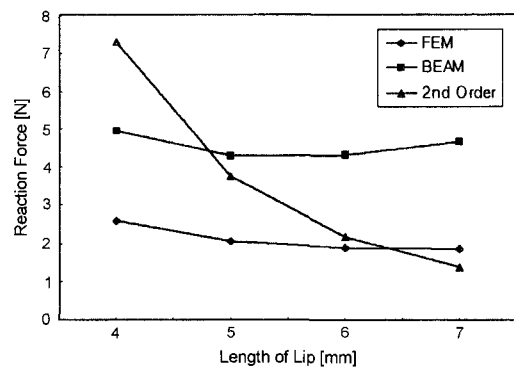


Fig. 7 Radial directional reaction force with length of lip(at $\delta_r = 0.9mm$)

요소 해석 결과에 대해 큰 차이를 나타내지만 립 길이가 증가하면 반력이 감소하여 유한요소 해석 결과에 근접한다. 립 길이가 4.0mm인 경우 간섭량에 관계없이 시일 빔으로 가정했을 때의 반력이 립 변형을 2차 함수로 가정했을 때의 결과보다 유한요소 해석 결과에 가깝다. 립 길이가 5.0mm에서는 2차 함수에 의한 결과가 빔으로 가정한 경우보다 작게 나타나서 빔의 경우보다 해석 결과에 근사함을 알 수 있다. 립 길이가 6.0mm에서는 립 변형을 2차 함수로 가정한 경우 예측 반력 결과가 유한요소 해석 결과와 매우 근접하고, 또한 립 길이가 7.0mm인 경우에도 2차 함수로 가정한 경우가 빔으로 가정한 경우보다 해석 결과에 근접한다. 2차 함수로 가정하여 구한 반력이 빔으로 가정한 경우보다 유한요소 해석 결과에 가까운 결과를 보이는 것은 립 길이가 5.0mm인 경우부터이며, 이때의 립 길이에 대한 두께 비, t/L 은 0.154이다.

Fig. 8은 시일의 설계에서 중요한 변수인 립의 경사각에 따른 시일 립의 밀봉력 변화를 구한 결과이다. 여기서 시일 립 길이는 6.0mm이고, 간섭량이 0.3mm이다. 이때 경사각의 변화에 관계없이 립의 변형을 2차 함수로 가정한 경우가 빔으로 가정한 경우에 비해 유한요소 해석 결과에 보다 근접하여 나타남을 볼 수 있다. 특히 경사각 45° 부근에서는 해석 결과와

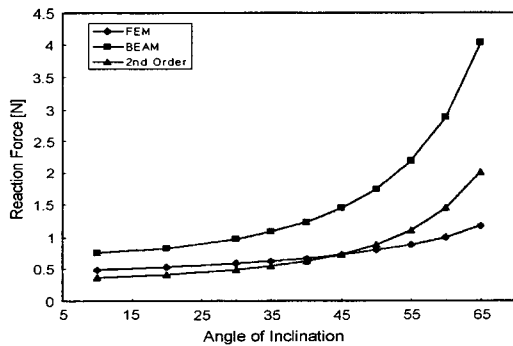


Fig. 8 Radial directional reaction force with lip angle of inclination(at $L = 6.0\text{mm}$, $\delta_r = 0.3\text{mm}$)

일치한다.

3.2 축방향 간섭에 의한 밀착력

축방향 간섭량에 의한 립 변형 밀착력을 비교하기 위하여 경방향 간섭량의 경우와 동일하게 립 형상 치수를 결정하고, 식에 의한 예측 결과와 유한요소 해석 결과를 비교하였다. Fig. 9와 Fig. 10은 시일 립의 간섭량이 0.3mm와 0.6mm에 대해 시일 립의 축방향 밀착력을 각각 고려한 결과이다. 시일 립의 경방향 간섭과 동일하게 립 길이가 4.0mm에서는 빔으로 가정한 경우가 2차 함수로 가정한 경우보다 작은 결과를 보여 유한요소 해석 결과에 가깝다. 그러나 립 길이가 5.0mm 이상인 경우에는 2차 함수로 가정한 경우가 해석 결과에 가까운 결과를 보

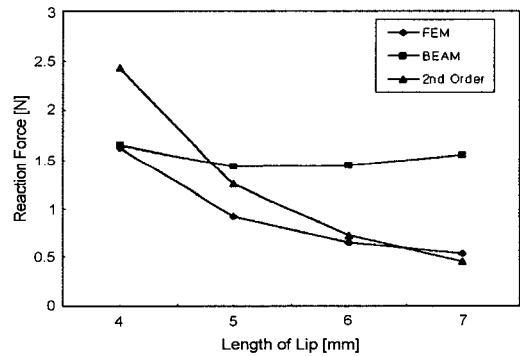


Fig. 9 Axial directional reaction force with length of lip(at $\delta_a = 0.3\text{mm}$)

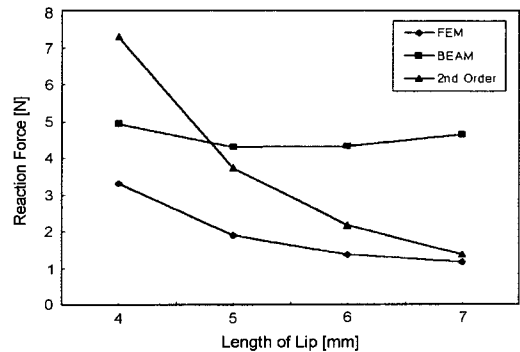


Fig. 10 Axial directional reaction force with length of lip(at $\delta_a = 0.9\text{mm}$)

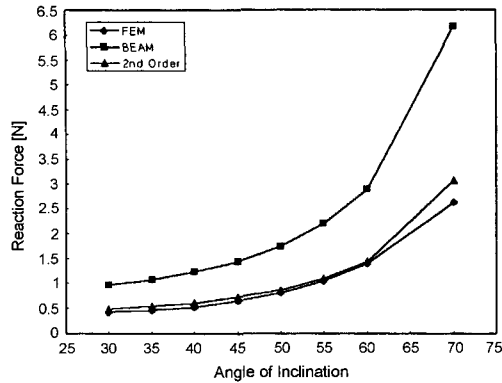


Fig. 11 Axial directional reaction force with lip angle of inclination(at $L = 6.0\text{mm}$, $\delta_a = 0.3\text{mm}$)

인다. 립 길이가 6.0mm와 7.0mm인 경우에서 2차 함수에 의한 결과는 빔으로 가정한 경우보다 작은 값을 보이며 유한요소 해석 결과에 빔의 경우 보다 근접하였다.

Fig. 11은 립 길이가 6.0mm, 간섭량 0.3mm에서 시일 립의 경사각과 립의 밀착력의 결과를 비교하여 나타낸 것이다. 여기서 모든 경우, 립의 밀착력은 경사각에 따라 증가하며, 특히 빔으로 가정한 경우와 유한요소 해석 결과는 경사각이 증가함에 밀착력의 차이가 증가한다. 그러나 2차 함수로 가정한 경우의 오차율은 경사각의 증가에 거의 영향을 받지 않는다.

3.3 밀착력 예측 식의 활용

시일을 설계 할 때 초기 형상의 결정을 위해서는 밀봉력의 빠른 예측이 필요하므로 간단한 계산에 의해 밀봉력을 구할 수 있는 간략화된 식이 필요하다. 현재 시일 설계에 있어서 근사치의 밀봉력을 구하는 방법은 립의 단면 형상을 단순 외팔보 형태의 빔으로 단순화하고, 이 조건에 의해 유도된 식을 사용하는 것이다.⁵⁾ 그러나 시일 립의 변형이 빔의 변형과 다르므로 오차가 예상된다.

3.1절과 3.2절에서 보인바와 같이 빔으로 가정한 경우의 예측 밀착력은 유한요소 해석에 의해 구한 밀착력에 비해 립 길이와 무관하게

상당한 차이를 보이며 큰 값을 나타낸다. 이에 비해 2차 함수로 립의 변형을 가정한 경우의 밀착력은 립 길이에 따라 유한요소 해석 결과와의 차이가 감소하여 일정 부분에서는 근접한 결과를 보이기도 한다. 즉, 립 길이 5.0mm 이상, 즉 t/L 이 0.154 이상인 경우에는 2차 함수로 가정한 경우의 결과가 빔으로 가정한 경우보다 해석 결과에 근접하게 나타났다. 이와 같은 현상은 2차 함수로 식을 유도할 때 원주 방향 응력에 대한 립 두께의 영향을 고려하지 않았기 때문으로 생각된다. 즉, 립의 길이가 두께에 비해 커질수록 2차 함수에 의한 결과는 해석 결과에 근접할 것이다.

따라서 시일의 립 설계시 근사치의 밀봉력의 계산을 위해서는 립 길이와 두께의 비를 고려한 계산식의 선택이 필요할 것으로 보인다.

앞의 Fig. 2에 나타낸 휠 베어링 용 시일은 3개의 립을 갖도록 구성되며, 이 중에서 립A와 B는 베어링 내륜 플랜지 면에 접촉하여 축방향 간섭을 받고, 립 C는 내륜 외경에 접촉하여 경방향 간섭을 받는다. 각각의 립 형상 치수를 살펴보면 립 A의 길이는 5.75mm이고 두께는 0.55mm로 t/L 비가 0.096이다. 이때 접촉면과의 경사각은 65°를 이룬다. 립 B의 경우는 길이가 2.85mm이고 두께가 0.45mm로 t/L 비가 0.158이고 접촉면과의 경사각은 37°이다. 따라서 이 두 립의 밀착력 예측을 위해서는 2차 함수로 가정한 식을 사용하는 것이 좋을 것이다. 그러나 립 C의 경우에는 두께에 비해 립 길이가 짧으며 굽힘 변형을 하지 않는 부분이 존재하므로 기존의 빔으로 가정한 식을 사용하는 것이 나올 것으로 예상된다.

4. 결론

휠 베어링용 시일의 설계에서 가장 중요한 것은 립의 설계 형상에 따른 접촉점에서의 밀착력을 예측하는 것이다. 이를 위하여 립의 형상을 빔 형태의 외팔보로 가정하여 유도한 식

이 사용되고 있다. 그러나 실제 립의 변형 형상은 단순 외팔보의 처짐과 다르므로 예측 밀착력에서 오차가 예상된다. 따라서 본 연구에서는 립의 변형 형상과 유사한 2차 함수로 립의 변형을 가정하고 밀착력 계산식을 유도하였다. 이 식의 효용성을 확인하기 위하여 경방향 간섭을 받는 경우와 축방향 간섭을 받는 경우에 대해 립의 밀착력을 계산하고, 이 결과를 동일한 치수와 재료 물성치를 갖는 모델로 구성된 유한요소 해석 결과와 비교하였다.

비교 결과, 0.77mm의 일정 두께의 립에서 립 길이 4.0mm에서는 두 식 모두 해석 결과와 큰 차이를 보이며, 상대적으로 빔으로 가정한 경우가 해석 결과에 가깝다. 그러나 5.0mm 이상의 립 길이에서는 2차 함수로 가정한 식에 의한 결과가 보다 해석 결과에 가깝게 나타나며, 6.0mm에서는 해석 결과에 근접한다. 즉 립 두께와 길이 비 t/L 이 0.154 이하에서는 립의 변형을 2차 함수로 가정하여 유도한 식을 사용한 결과가 빔으로 가정한 경우보다 해석 결과에 가까운 값을 보인다. 립 경사각이 변화하여도 이와 같은 현상은 변하지 않는다.

따라서 립의 길이가 길고 두께가 얇은 휠 베

어링용 다중 립 시일의 경우에는 립의 변형을 2차 함수로 가정하여 유도한 식이 립의 밀착력을 예측하는데 유용할 것으로 생각된다.

참 고 문 헌

- 1) M. J. L. "Stakenborg, On the Sealing Mechanism of Radial Lip Seal", Tribology international, Vol.21, No.6, pp.335-340, 1988.
- 2) L. A. Horve, "Achieving Dimensional Control with Molded Lip Seals", ASLE Transactions, Vol.19, pp.181-186, 1975.
- 3) W. A. Schmitt, "Radial Load as a Lip Seal Design and Quality Control Factor", Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology, pp.405-411, 1968.
- 4) L. A. Horve, "The Calculation of Shaft Seal Steady State Radial Loads with Non-Uniform Cross-Section and Local Stretch Forces Included", ASLE transaction 13, pp.288-294, 1970.
- 5) 川上善久, "高密封性能玉軸受とその用途", 機械設計, 第27巻 第7号, pp.73-77, 1983.
- 6) J. C. M. Bras, "Specification and Seal Development for Passenger Vehicle Wheel Bearings", SAE 871982, 1987.